

伝熱面に微細な凹凸を有するプレート式蒸発器の アンモニア流動沸騰熱伝達に関する研究*

小山 幸平^{*1}, 千代田 紘享^{*2}, 有馬 博史^{*1}, 岡本 明夫^{*3}, 池上 康之^{*1}

Heat Transfer Characteristics of Ammonia Flow Boiling in a Plate-type Evaporator with Micro-grooved Heat Transfer Surface

Kohei KOYAMA^{*1}, Hirotaka CHIYODA^{*2}, Hirofumi ARIMA^{*1}, Akio OKAMOTO^{*3}, and Yasuyuki IKEGAMI^{*1}

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga University
1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari, Saga, 849-4256

Heat transfer characteristics of a plate-type evaporator which uses a micro-grooved heat transfer plate are experimentally investigated. Working fluid is ammonia and the heat transfer plate is made by titanium. The effects of mass flux, heat flux, channel height, and saturation pressure on heat transfer coefficient are discussed. Heat transfer coefficient is presented as a function of vapor quality of the working fluid. Moreover, the heat transfer coefficient is compared with that of a plate-type evaporator using smooth heat transfer surface. The results show that the channel height and surface roughness significantly affect heat transfer performance of the evaporator.

Key Words : OTEC, Flow boiling, Heat transfer coefficient, Heat transfer enhancement, Ammonia

1. 結 言

地球環境問題やエネルギー問題に対応し、持続可能な社会を構築するために、再生可能エネルギーの開発が強く求められている。海洋温度差発電（OTEC）は、海洋表面の温海水と深海の冷海水を用いて発電を行う技術であり、再生可能エネルギーのひとつである。海洋温度差発電の実用化および高効率化のためには、作動流体を加熱蒸発させる蒸発器の高効率化が重要である。海洋温度差発電では特に、熱交換効率、単位体積あたりの伝熱面積の大きさおよびメンテナンス性の観点から、プレート式蒸発器が用いられる。また、海洋温度差発電の発電サイクルにおける作動流体としては、アンモニアが想定されている。アンモニアを作動流体としたプレート式蒸発器の沸騰熱伝達特性については、櫛部⁽¹⁾らにより実機の OTEC 用蒸発器について熱通過率による整理が行われ、また有馬⁽²⁾は実機を模擬したプレートで局所沸騰熱伝達について測定を行っている。また、プレート式蒸発器の伝熱促進に関連し、有馬⁽³⁾と岡本⁽⁴⁾は、平滑なチタン製プレートに深さ 30 μm の微細凹凸面を設けることで、平滑面に対してアンモニアの熱伝達が 10~20%向上することを明らかにしている。伝熱面に表面処理を施すことで伝熱促進を図る研究は、Alam et al.⁽⁵⁾などがあり、いずれも表面粗さを増加させることで伝熱促進を達成している。しかしながら、伝熱面に微細な表面加工を行った際のプレート式蒸発器の伝熱特性の解明はまだ十分ではなく、高効率蒸発器を開発するために、更なる研究が求められる。

本報では、文献^(3,4)に続く研究として、伝熱面上に微細な凹凸加工を施したプレート式蒸発器の伝熱特性に与える質量流束、流路高さ、熱流束および飽和圧力の影響を報告する。また、鏡面仕上げをした伝熱面を用いて得られた実験結果と比較し、伝熱面に微細な凹凸を付与することによる伝熱促進効果についても報告する。

* 原稿受付 2013 年 7 月 31 日

^{*1} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター（〒849-4256 佐賀県伊万里市山代町久原字平尾 1-48）

^{*2} 佐賀大学大学院工学系研究科

^{*3} 神戸製鋼所チタン本部チタン商品技術室

E-mail: koyama@ioes.saga-u.ac.jp

2. 実 験

2・1 実験装置

実験装置の概略図を図1に示す。実験装置は、作動流体系統、温水系統および冷水系統の3つに分けられる。作動流体系統は、蒸発器（テスト部）、凝縮器、作動流体タンク、サブクーラー、プレヒーターで構成されている。作動流体系統では、液相のアンモニアがポンプによって作動流体タンクから蒸発器に送られ、加熱蒸発する。気液二相流となったアンモニアは凝縮器に送られ、冷水によって液相に凝縮された後、作動流体タンクに戻る。温水系統では、投げ込みヒーターによって温水タンク内の水温が任意の温度に加熱され、ポンプによってプレヒーターに供給される。プレヒーターでは、作動流体が任意の蒸発器入口条件に調節される。冷水系統では、冷凍機によって任意の温度の冷水が作られる。その冷水はポンプによって凝縮器に供給され、蒸発器で加熱された作動流体を冷却する。また、補助冷水系統として、小型冷凍機およびサブクーラーを、作動流体タンクの下流に設置している。なお、伝熱面の加熱には、7本の150W ロッドヒーターを用いた。

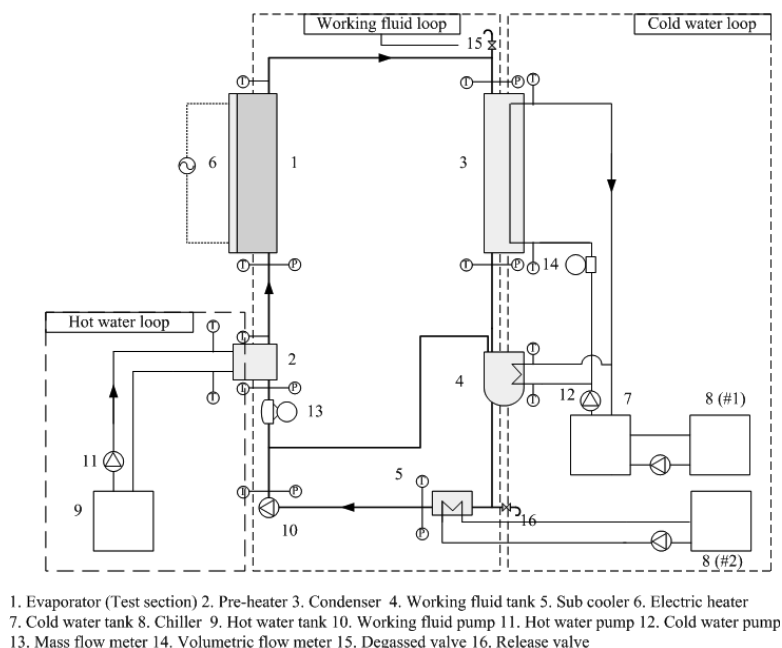


Fig. 1 Schematic diagram of an experimental setup.

2・2 テスト部

本研究で用いるプレート式蒸発器の概略図を図2に示す。蒸発器は、チタン製台座、作動流体加熱用ロッドヒーターを挿入したヒーターブロック、断熱材、そしてステンレス製のスペーサーとフレームで構成される。これらを重ね合わせ、締め付けることでプレート式蒸発器として用いられる。なお、伝熱面は幅100 mmおよび長さ250 mmで、チタン製台座の上に厚さ0.4 mmのチタン製薄板をろう付けした構造となっている。本研究では、この伝熱面に微細な凹凸加工を施した。伝熱面表面の概略図を図3に示す。伝熱面上において、図3のように、深さ30 μm および長さ200 μm の微細な溝を100 μm 間隔でエッチングにより加工し、連続的な微細凹凸面を作製した。なお、プレート式蒸発器内部において、作動流体は、凹凸面と直交する方向に供給される。

図4に、プレート式蒸発器内部における温度測定位置を示す。伝熱プレート内部において、図4のようにK型熱電対を高さ方向に5箇所、厚さ方向に2箇所の計10本設置した。なお、プレート厚さ方向の熱電対の間隔は40 mmであり、高さ方向の間隔は59 mmである。

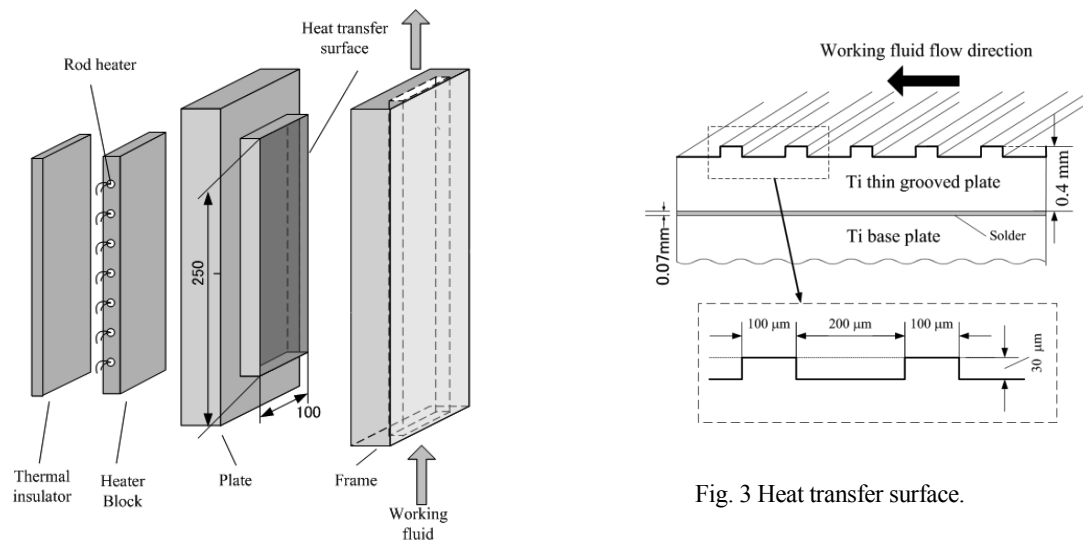


Fig. 2 Configuration of plate-type evaporator.

2・3 熱伝達率

本研究では、プレート式蒸発器における作動流体の流れ方向に沿った局所熱伝達率を求めた。図4のように10本設置した熱電対について、それぞれ2本を一組とし、式(1)により局所熱流束を求めた。

$$q = k(T_1 - T_2)/l_1 \quad (1)$$

ここで k はプレート熱伝導率であり、 T_1 と T_2 は図 4 に示すプレート内の温度、 l_1 は T_1 と T_2 の距離である。さらに、局所熱伝達率 h は式(2)で求めた。

$$h = q / (T_{wall} - T_{sat}) \quad (2)$$

ここで T_{sat} は飽和温度であり、物性値計算プログラム Propath⁽⁶⁾を用いて、蒸発器入口圧力における値を計算した。 T_{wall} は壁面温度である。また、局所の乾き度 x は、局所エンタルピー i から Propath⁽⁶⁾を用いて求めた。

2・4 実験条件

本研究の実験条件として、質量流束 $G = 5, 7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 流路高さ $\delta = 1, 2, 5 \text{ mm}$, 平均熱流束 $q = 10, 15, 20 \text{ kW/m}^2$, 飽和圧力 $P_{\text{sat}} = 0.7, 0.9 \text{ MPa}$ を与えた.

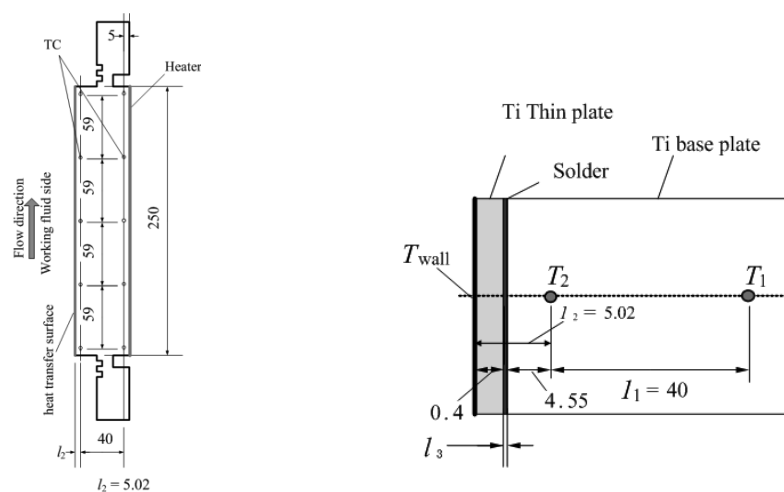


Fig. 4 Location of thermocouples.

3. 結果および考察

3・1 質量流束の影響

図5に, 質量流束 $G = 5$ および $7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の条件下における熱平衡乾き度と熱伝達率の関係を示す. 実験条件は, 流路高さ $\delta = 1 \text{ mm}$, 熱流束 $q = 10 \text{ kW/m}^2$ および飽和圧力 $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$ である.

熱伝達率は, 沸騰の開始に伴い, $x < 0.3$ において急激に増加している. 一方, $x > 0.3$ では, 乾き度が増加しても熱伝達率の値に変化は見られない. また, 本研究の実験範囲では, それぞれ実験条件において, 作動流体の質量流束が熱伝達率に与える影響はみられなかった. この結果は, 作動流体の流速に起因すると考えられる. 作動流体すべてが液相として流れたと仮定すると, 図5の $G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合, 作動流体の流速は 8 mm/s , $G = 7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合の流速は 12 mm/s と低速である. このため, 本研究においては, 対流よりも気泡の挙動が熱移動を支配しているとみられ, 質量流束の影響が観察されなかったものと考えられる.

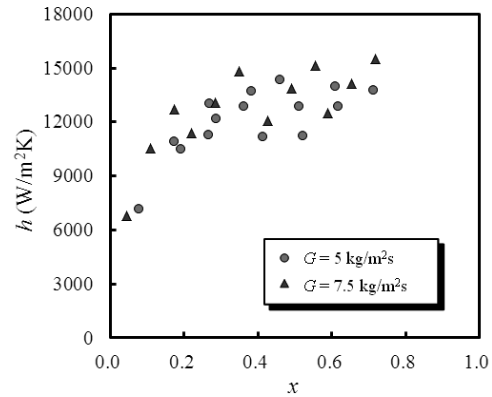


Fig. 5 The effect of mass flux on heat transfer coefficient ($\delta = 1 \text{ mm}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$).

3・2 熱流束の影響

図6に, 熱流束 $q = 10, 15$ および 20 kW/m^2 の条件下における熱平衡乾き度と熱伝達率の関係を示す. 図6(a)は質量流束 $G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ および流路高さ $\delta = 1 \text{ mm}$ で, 一方, 図6(b)は, 図6(a)よりも流路が高い場合 ($\delta = 5 \text{ mm}$) の結果である.

図6(a)において, 熱流束の増加に伴い熱伝達率が増加している. これは, 熱流束の増加により, 伝熱面上の発泡点および気泡発生周期が増加したこと, また沸騰に伴い発生した気泡により, 流路内の作動流体が攪拌されたことによる効果と考えられる. 一方, 流路高さが高い図6(b)では, 熱伝達率の値は熱流束の影響を受けない. 流路が高い場合, 流路に占める気泡の体積が相対的に小さくなるため, 熱伝達率が沸騰に伴い発生する気泡の挙動の影響を受けにくくなったことによると考えられる. プレート式蒸発器において, 熱伝達率が熱流束の影響を受ける割合は, 流路高さに依存しているといえる.

3・3 流路高さの影響

図7に, 流路高さ $\delta = 1, 2$ および 5 mm の条件下における熱平衡乾き度と熱伝達率の関係を示す. 実験条件は,

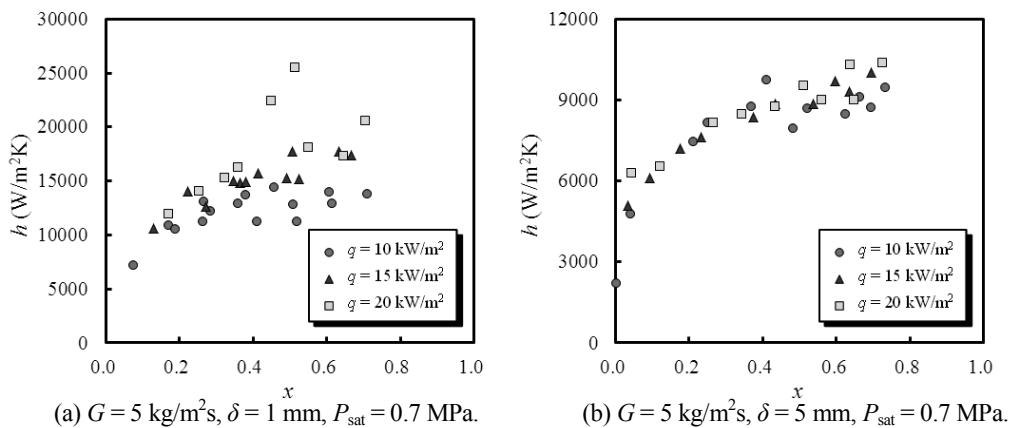


Fig. 6 The effect of heat flux on heat transfer coefficient.

質量流束 $G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 熱流束 $q = 10 \text{ kW/m}^2$ である。

流路高さを 5 mm から 2 mm に減少させても熱伝達率の値に大きな差異がみられない一方、 2 mm から 1 mm へ減少させたときには、熱伝達率は大幅に増加している。流路が狭い場合、沸騰により発生した気泡が流路断面をほぼ占有し、いわゆる *confined bubble* と呼ばれる状態になる。このとき伝熱面上には、作動流体の薄い液膜が形成される。これにより、流路高さが低い場合、熱伝達率は大きな値をとるようになると考えられる。一方、流路高さが 5 mm および 2 mm の場合、気泡は孤立気泡の状態にあるとみられ、伝熱面上に上述のような薄い液膜は形成されにくい。そのため、伝熱促進効果が得られなかったものと考えられる。なお、流路内部における気泡の形状や挙動などの詳細を理解するために、流路内部の可視化実験が求められる。

3・4 飽和圧力の影響

図 8 に、飽和圧力 $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$ および 0.9 MPa の条件下における熱平衡乾き度と熱伝達率の関係を示す。実験条件は質量流束 $G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、流路高さ $\delta = 1 \text{ mm}$ および熱流束 $q = 10 \text{ kW/m}^2$ である。

本研究の実験範囲においては、実験条件に関わらず、熱伝達率は飽和圧力の影響を受けなかった。これは、 0.7 MPa および 0.9 MPa における密度、粘度、比熱、熱伝導率の値に大きな差異がないためと考えられる。表 1 に、Propath⁽⁶⁾によって求めた各物性値を示す。

3・5 伝熱面上の凹凸の影響

本研究では、プレート式蒸発器の伝熱促進を目的とし、伝熱面上に微細な凹凸加工を施した。ここで、凹凸の有無が熱伝達率に与える影響を示す。図 9 は、質表面に凹凸加工を施した伝熱面を用いて本研究で得られた熱伝達率と、以前の研究⁽⁷⁾において、伝熱面表面が平均表面粗さ $0.6 \mu\text{m}$ の鏡面仕上げ加工を施した伝熱面を用いて得られた熱伝達率との比較である。なお、図 9 の実験条件は、量流束 $G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、流路高さ $\delta = 1 \text{ mm}$ 、熱流束 $q = 10 \text{ kW/m}^2$ 、飽和圧力 $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$ である。

$x < 0.1$ において、熱伝達率は伝熱面上の凹凸の影響を受けない。この領域では、沸騰による気泡発生はさほど活発ではないことが予想され、液相が流路の大半を占めていると考えられる。伝熱面上に凹凸を付与したことにより伝熱面積が増加するが、作動流体の流れ方向 1 mm あたりの伝熱面積増加量は、 $0.2 \text{ cm}^2/\text{mm}$ である。伝熱面

Table 1 Thermophysical properties of ammonia.

Phase	Saturation pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Viscosity (Pas)	Specific heat at constant pressure (J/kgK)	Thermal conductivity (W/mK)
Liquid	0.7	619	1.63×10^{-4}	4720	0.507
	0.9	607	1.51×10^{-4}	4781	0.489
Vapor	0.7	5.51	1.09×10^{-5}	828	2.49×10^{-2}
	0.9	7.02	1.12×10^{-5}	677	2.67×10^{-2}

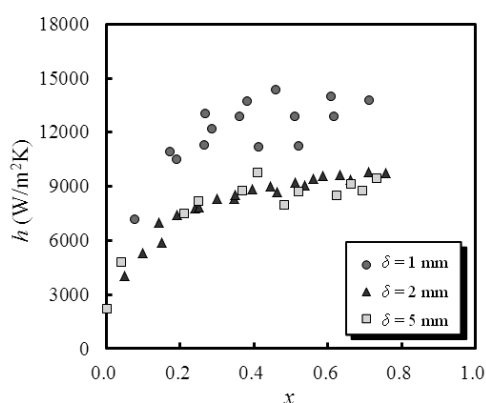


Fig. 7 The effect of channel height on heat transfer coefficient ($G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$).

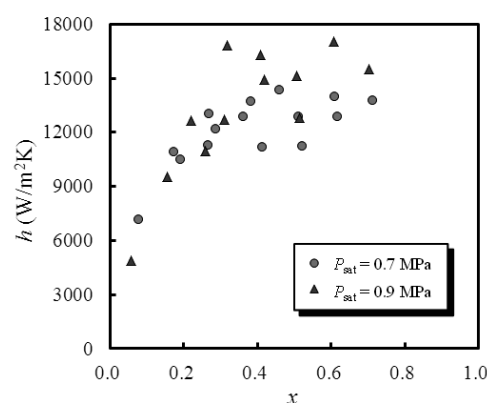


Fig. 8 The effect of saturation pressure on heat transfer coefficient ($G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\delta = 1 \text{ mm}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$).

積の増加量が比較的小ないため、液相が支配的なこの領域では伝熱促進の効果が得られなかったと考えられる。

一方、 $x > 0.1$ において、熱伝達率は伝熱面に凹凸を有する方が大きくなっている。これは、伝熱面の表面に凹凸を付与したことで、発泡点が増加し、沸騰が活発化したことによると考えられる。本研究で用いた凹凸付きの伝熱面は、凹凸の上面は鏡面仕上げとなっているが、側面および底面については鏡面仕上げ加工を行っていない。そのため、側面および底面の表面粗さは大きくなっており、このことによって発泡点の増加が引き起こされたものと考えられる。これらの結果、伝熱面に微細な凹凸加工を施した場合の熱伝達率が高くなったと考えられる。

4. 結 論

作動流体にアンモニアを用いたプレート式蒸発器において、伝熱面上に微細な凹凸加工を施した伝熱面を用い、その伝熱特性に与える質量流束、流路高さ、熱流束および飽和圧力の影響を検討した。また、伝熱面に微細な凹凸を付与することによる伝熱促進効果を検討した。本研究の結論は以下の通りである。

- (1) 本研究の実験範囲において、熱伝達率は質量流束の影響を受けない。
- (2) プレート式蒸発器において、熱伝達率が熱流束の影響を受ける割合は、流路高さに依存している。
- (3) 流路高さが低い場合、confined bubble の効果により、伝熱面上に薄い液膜が形成され、熱伝達率が増加する。一方、流路高さが高い場合、気泡は孤立気泡となり、流路高さは熱伝達率に影響しない。
- (4) 本研究の実験範囲において、熱伝達率は飽和圧力の影響を受けない。
- (5) プレート式蒸発器の伝熱面上に微細な凹凸を付与することで、発泡点が増加し、熱伝達率が増加する。

文 献

- (1) 櫛部光央, 池上康之, 門出政則, 上原春男, “プレート式蒸発器のアンモニア平均蒸発熱伝達と温水側圧力損失”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 22, No. 4 (2005), pp. 403-415.
- (2) Arima, H., Kim, J. H., Okamoto, A., and Ikegami, Y., “Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 2 (2010), pp. 359-370.
- (3) 有馬博史, 池上康之, 松尾伸彦, 執行啓太, 岡本明夫, “プレート式蒸発器の表面微細加工によるアンモニア沸騰熱伝達促進 (凹凸溝の向きによる影響)”, OTEC, No. 15 (2010), pp. 19-26.
- (4) 岡本明夫, 有馬博史, 池上康之, “微細凹凸面を有するチタン製プレート式蒸発器におけるアンモニアの沸騰熱伝達促進”, R&D/神戸製鋼技報, Vol. 60, No. 2 (2010), pp. 60-65.
- (5) Alam, T., Lee, P. S., and Yap, C. R., “Effects of surface roughness on flow boiling in silicon microgap heat sinks”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 64 (2013), pp. 28-41.
- (6) <http://www.rccm.co.jp/product/fluid/propath/>
- (7) 千代田紘亨, 有馬博史, 小山幸平, 池上康之, “プレート式蒸発器の流路間隔による熱伝達への影響と推算式の提案”, OTEC, No. 17 (2012), pp. 15-24.

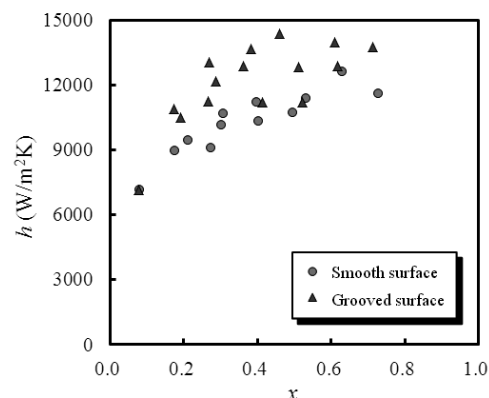


Fig. 9 Comparison of heat transfer coefficient between smooth and grooved channels ($G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\delta = 1 \text{ mm}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$).